

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Первомайська філія

Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова

Інженерно-економічний факультет

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи
освітнього ступеня «бакалавр»

на тему: «Проект 2-тактного дизельного двигуна потужністю 17222 кВт з вдосконаленням паливної системи»

Прототип 9ДКРН60/202,2 (MAN B&W 9L60MC)

Виконав: студент групи 44-ЕМ-19

Спеціальність

142 «Енергетичне машинобудування»

Освітня програма

«Двигуни внутрішнього згоряння»

Гончаренко Олександр Юрійович

Керівник **Проскурін А. Ю.**

Рецензент **Швець І. А.**

м. Первомайськ – 2021 рік

Міністерство освіти і науки України
Первомайська філія
Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова

Факультет - Інженерно-економічний
Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Освітній рівень Бакалавр
Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедрою «ЕМ»

_____ к.т.н., доцент Нестеренко В.В.

«__» _____ 2021 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА

Гончаренко Олександрю Юрійовичу

*Тема роботи: «Проект 2-тактного дизельного двигуна потужністю 17222 кВт з 1
вдосконаленням паливної системи»*

Прототип 9ДКРН60/202,2 (MAN B&W 9L60MC)

Керівник роботи *Проскурін А.Ю.*

Затверджено розпорядженням ПФ НУК №11 від 17.03.2021 р.

Строк подання студентом роботи до розгляду на кафедру 28 травня 2021 року.

Приблизний обсяг пояснювальної записки (50...60 аркушів комп'ютерного набору)

ВСТУП (Надати коротку історичну довідку розвитку двигунобудування в цілому чи історію розвитку одного з елементів двигуна відповідно до завдання та обґрунтувати актуальність виконання даної роботи і сформулювати мету проектування – 1...3 сторінки).

1. Опис конструкції двигуна. (Опис будови двигуна-прототипу та його технічні характеристики – 3...5 сторінок).

2. Конструкторський розділ (до 25 сторінок)

2.1. Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна.

2.2. Розрахунок робочого процесу двигуна.

- 2.3. Розрахунок індикаторної діаграми
- 2.4. Розрахунок теплового балансу двигуна.
- 2.5. Динамічний розрахунок двигуна.
- 2.6. Висновок по розділу з порівнянням ефективних показників двигуна- прототипу і проектного двигуна.

3. Розробка системи, механізму, вузла (Спеціальне завдання роботи – 15...30 сторінок)

- 3.1. Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів
- 3.2. Обґрунтування вибору системи, механізму, вузла.
- 3.3. Розрахунки системи, механізмів, вузла (розрахунки систем та елементів двигуна повинні бути пов'язані з темою спеціального завдання)
- 3.4. Висновок по розділу.

4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища (до 10 сторінок)

- 4.1. Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, що створені спроектованим двигуном.
- 4.2. Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації (оцінка впливу зміни конструкції чи експлуатаційних показників на безпечність використання двигуна, розробка заходів, що спрямовані на зменшення шуму, вібрації та викид шкідливих речовин, загальна безпека застосування ДВЗ та установки в цілому)
- 4.3. Висновок по розділу.

5. Висновок по роботі (стисло надати результати роботи, висновки по роботі в цілому, можна вказати на перспективи подальшого розвитку даної роботи – 1...2 сторінки)

Список літератури

Надається перелік використаних літературних джерел та адреси сторінок використаних сайтів в Інтернеті.

Додатки: Специфікації складальних креслень, інформаційні матеріали, інше.
Завдання на графічну частину (4...5 аркушів, формату А1)

В обов'язковому порядку в графічній частині виконується:

- 1. Двигун 9ДКРН60/202,2 у розрізі
- 2. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки
- 3. Схема паливної системи двигуна
- 4. Паливовпорскуюча апаратура

Керівник проекту

_____ А. Ю. Проскурін
«___»_____2021 р.

Завдання прийняв до виконання

_____ О. Ю. Гончаренко
«___»_____2021 р.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. Загальна конструкція і опис двигуна 9ДКРН60/202,2.....	5
1.1 Технічна характеристика двигуна 9ДКРН60/202,2.....	5
1.2 Опис конструкції двигуна 9ДКРН60/202,2.....	6
1.3 Висновок по розділу.....	10
РОЗДІЛ 2. Визначення основних параметрів двигуна 9ДКРН60/202,2.....	11
2.1 Вступ.....	11
2.2 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна.....	11
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна.....	13
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми.....	20
2.5 Розрахунок теплового балансу двигуна.....	22
2.6 Динамічний розрахунок двигуна.....	23
2.7 Висновок по розділу.....	28
РОЗДІЛ 3. Вдосконалення паливної системи двигуна 9ДКРН60/202,2.....	30
РОЗДІЛ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.....	47
4.1 Заходи з охорони праці.....	47
4.2 Охорона навколишнього середовища.....	49
4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів.....	52
4.4 Заходи щодо зниження шуму та вібрації.....	55
4.5 Висновок по розділу.....	55
ВИСНОВОК ПО РОБОТІ	56
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	57

					ПФ НУК.142.44.21.35.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Гончаренко О.Ю.			Пояснювальна записка	Літ.	Лист	Листів
Перевірив		Проскурін А.Ю.					3	57
Консультант						ПК НУК		
Н. контролер		Проскурін А.Ю.						
Затвердив		Нестеренко В.В.						

ВСТУП

Згідно із завданням кафедри необхідно виконати проект 2-тактного дизельного двигуна потужністю 17222 кВт. В якості двигуна прототипу був обраний двигун 9ДКРН60/202,2 (9L60МС), який виробляється фірмою MAN B&W. В якості робочого циклу був обраний дизельний цикл з газотурбінним наддувом, що забезпечує достатньо високі показники ДВЗ.

В проекті виконані розрахунки робочого циклу ДВЗ, теплового балансу, динамічних навантажень, а також побудова побудова теоретичної індикаторної діаграми. Частина отриманих при моделюванні параметрів використовується у подальших розрахунках.

В спеціальній частині роботи проводиться конструктивний розрахунок паливної системи двигуна.

В проекті наведені заходи щодо забезпечення охорони праці та захисту навколишнього середовища.

					ПФ НУК.142.44.21.35.ПЗ	Лист
						4
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1 ЗАГАЛЬНА КОНСТРУКЦІЯ І ОПИС ДВИГУНА 9ДКРН60/202,2

1.1 Технічна характеристика двигуна 9ДКРН60/202,2

Дизельний двигун 9ДКРН60/202,2 (рис. 1.1) – це двохтактний, шестициліндровий, реверсивний однорядний двигун внутрішнього згорання з вертикально розташованими циліндрами [1].

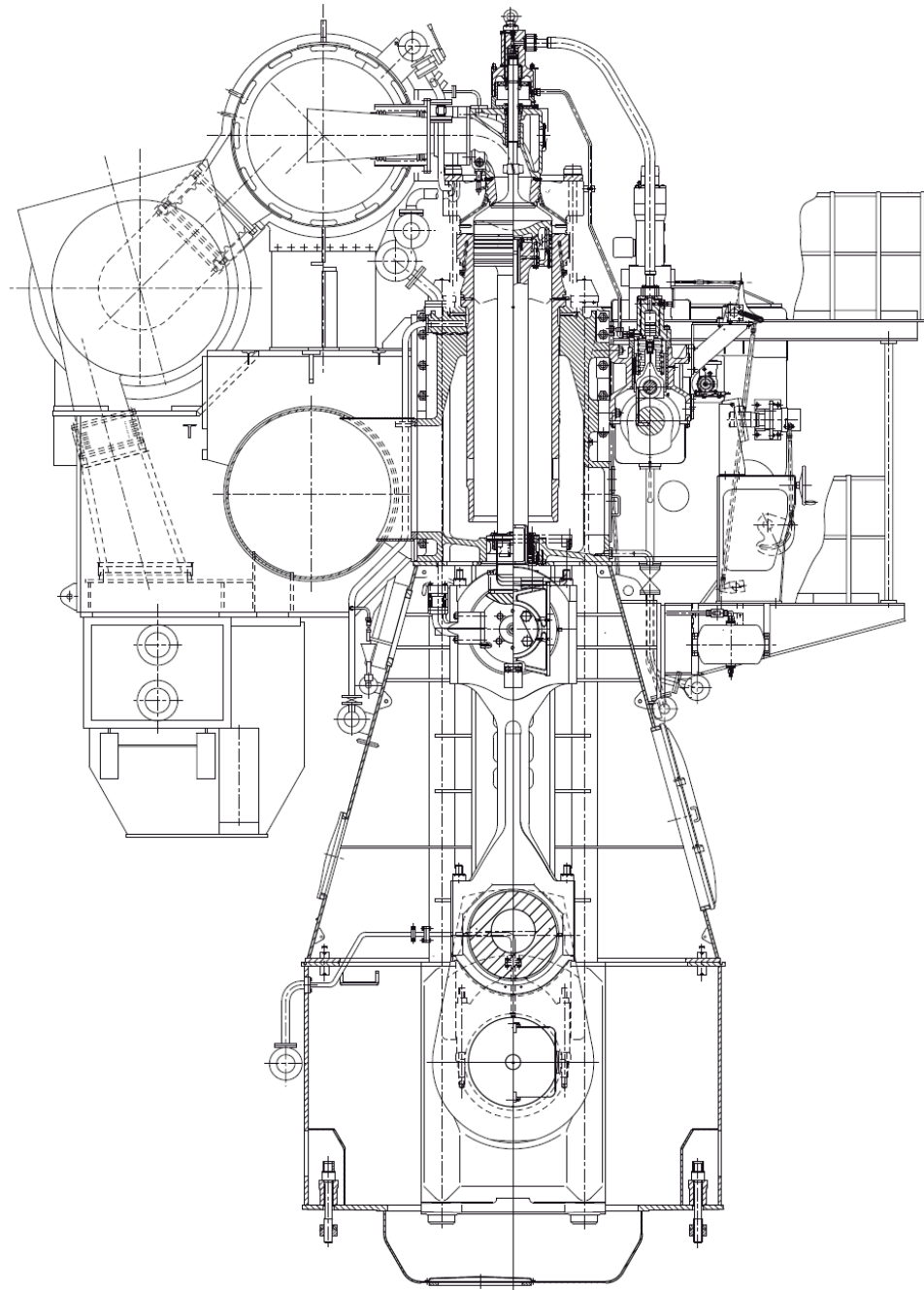


Рисунок 1.1 – Поперечний розріз двигуна 9ДКРН60/202,2

					ПФ НУК.142.44.21.35.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		5

Основні характеристики двигуна 9ДКРН60/202,2:

Потужність, кВт	17222
Число циліндрів.....	10
Діаметр циліндрів, мм.....	600
Хід поршня, мм.....	2022
Витрата палива, г/кВт·год.....	178
Витрата масла, г/кВт·год.....	0,82
Частота обертання, об/хв.....	123
ККД двигуна, %.....	47
Тиск повітря за компресором, МПа.....	0,37
Маса, кг.....	110000

1.2 Опис конструкції двигуна 9ДКРН60/202,2

Фундаментна рама двигуна спрощеної коробчатої форми – сталева суцільнозварна, кріпиться до фундаменту корпусу судна болтами на сталевих клинах [2]. Поперечні опори - сталеві литі з отворами для виходу анкерних зв'язків.

Станина – сталева суцільнозварна з входними дверима в кожен відсік циліндрів і відсік приводів з боку управління. Відсік приводів має двері і з протилежного боку. Запобіжні клапани картера (6 одиниць) розташовані у верхній станини з боку газовихлопу та один – з носового торця. Кожен циліндр має по 4 сталевих направляючих крейцкопфа, приварених до конструкції станини.

Втулка циліндра (рис. 1.2) – суцільнолита, виготовлена з модифікованого чавуну. У нижній її частині є 30 продувних вікон. Як і в двигунах фірми більш ранніх модифікацій, масивний борт вірніше частини втулки має свердління для проходу охолоджуючої води з зарубашечного простору в кришку циліндра. Змазка циліндричної втулки забезпечується за

					ПФ НУК.142.44.21.35.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		6

допомогою двох рядів отворів циліндрового мастила у верхній частині втулки. З боку дзеркала кожен отвір має роздавальні канавки.

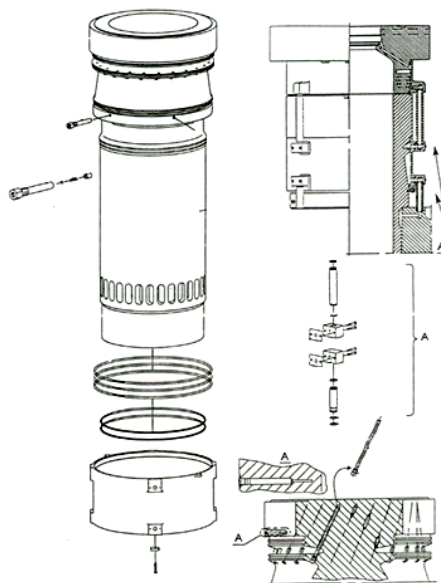


Рисунок 1.2 – Втулка циліндра

Кришка циліндра – сталева лита, ковпачкового типу, зі свердлінням для проходу охолоджуючої води. У кришці розташовані дві форсунки, вихлопний клапан, індикаторний кран і запобіжний клапан. Кришка кріпиться до блоку циліндра за допомогою гідравлічного кільця на шістнадцяти шпильках, що проходять через порожнисту сорочку охолодження верхній частині втулки.

Поршень (рис. 1.3) має сталеву головку і укорочену чавунну спідницю. У поршні розміщені 4 компресійних кільця, в спідниці - два красномідних прирабочних паска [2]. Поршень охолоджується маслом, яке підводиться і відводиться за допомогою свердління в поперечині крейцкопфа і сталевій трубки усередині штока. Поршень виготовлено із хром-молібденової сталі.

Крейцкопф – двосторонній, з чотирма повзунами, залитими білим металом. Поперечина сталева кована зі просвердленими каналами для проходу масла. До поперечини кріпиться різьбовим з'єднанням підп'ятник

штока поршня, коліно телескопа підведення змащення і зливна труба масла охолодження поршня.

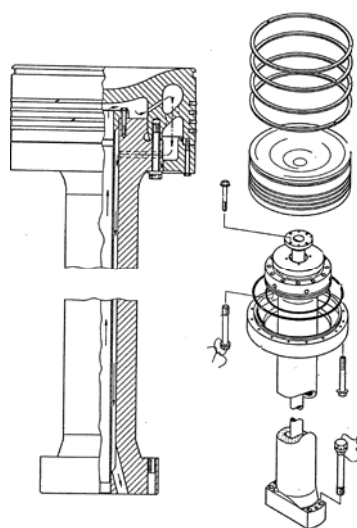


Рисунок 1.3 – Поршень

Колінчастий вал – сталевий полузіставний, кривошипи литі, рамові шийки запресовані. З носа двигуна на валу є поршень демпфера осьових коливань. Тут же насаджена однорядна зірочка для приводу допоміжних валів з урівноважуючими балансирами. З корми двигуна до колінчастого валу кріпиться дворядна зірочка привода розподільного вала. Упорний гребінь з упорним підшипником розміщений у відсіку приводів.

Шатун виготовляється у вигляді сталеві виливки з наступним куванням і механічною обробкою. Верхня головка - безвильчатого типу, верхня і нижня головки - невід'ємні. Вкладиші головного і мотильового підшипників мають тонкостінні сталеві вкладиші, залиті білим металом. Усередині шатун має свердління для проходу мастила від головного до мотильового підшипника. Шатун має порівняно короткий стрижень, що сприяє зменшенню загальної висоти двигуна.

Розподільний вал приводиться дворядним чотирьохдвіймовим ланцюгом. Дві проміжні зірочки використовуються для розміщення балансирів - таких же, як і з носа двигуна, для урівноваження моментів від

сил інерції другого порядку. Від розподільчого валу приводиться валик лубрикатора циліндричної мастила і регулятор частоти обертання.

З кормового торця до розподільчого валу кріпиться валик повітророзподільника. Кулаки паливо і газорозподілу і сполучні фланці ділянок розподільного валу насаджені гарячепрессовою посадкою.

Двигун має загальноприйнятну систему пуску, що включає в себе головний пусковий клапан, пускові клапани циліндрів і золотниковий повітророзподільник. При реверсі двигуна реверсують тільки повітророзподільник і штовхачі ПНВТ (за допомогою актуаторів на кожному насосі) [3].

Блок циліндрів зібраний в єдиний моноблок на призонних болтах з окремих литих чавунних блоків. У кожен блок запресована зіставна циліндрова втулка, складаючись з двох частин з роз'ємом вище верхнього рівня блоку циліндра. Обидві частини втулки виробляються з модифікованого чавуну. У верхньому бурті нижній частині втулки просвердлені отвори для восьми штуцерів циліндрової змазки. Верхня частина втулки зовні закрита пустотілою чавунною сорочкою охолодження. В районі камери згоряння втулка має косі свердління для проходу охолоджуючої води. Ущільнення втулки забезпечується: у нижній частині - чотирма гумовими кільцями, у верхній частині в районі сорочки охолодження – двома гумовими кільцями (по одному зверху і знизу сорочки). Ущільнення посадкового місця між втулкою і блоком забезпечується притиранням посадочних місць (без прокладок) між втулкою і кришкою ущільнювальним кільцем з м'якого заліза. Перепуск охолоджуючої води з блоку в сорочку охолодження здійснюється по чотирьом перепускним патрубкам, з сорочки в кришку циліндрів – по таким же перепускним трубкам.

Вихлопний клапан (рис. 1.4) має чавунний литий корпус шпіндель з імPELLера для провертання потоком газів, охолоджуване сідло. Охолоджуюча

					ПФ НУК.142.44.21.35.ПЗ	Лист
						9
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

вода по свердлінням в кришці проходить через свердління в сідлі близько від посадкового пояса, потім прямує в порожнину охолодження корпусу клапана і виходить з верхньої точки корпусу в відливну трубу. Посадочні пояски шпинделя і сідла наплавлені стелітом. Відкривається клапан гідравлічним поршнем, закривається пневматичним поршнем. Кріпиться клапан до кришки за допомогою чотирьох шпильок.

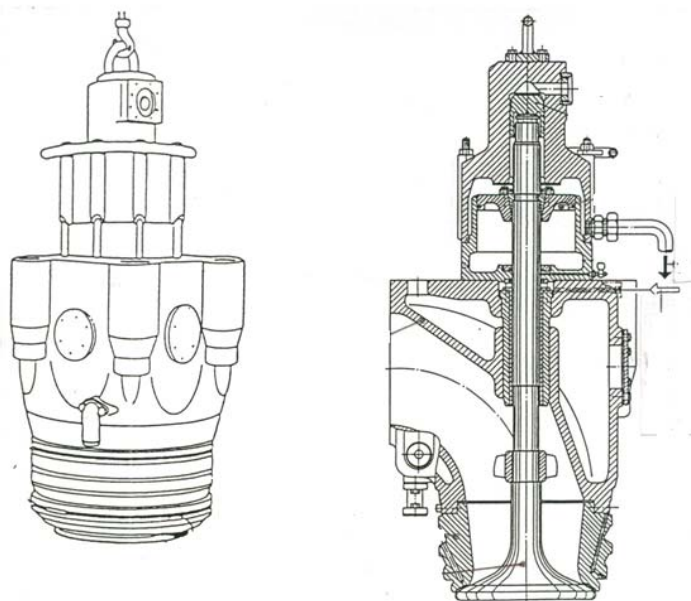


Рисунок 1.4 – Вихлопний клапан

1.3 Висновок по розділу

Відповідно до приведенного опису двигуна 9ДКРН60/202,2 (MAN B&W 9L60MC) можна зробити висновок, що двигун має досить надійну конструкцію та досить сучасну технічну характеристику, саме тому двигун 9ДКРН60/202,2 був обраний як базовий для бакалаврської кваліфікаційної роботи.

2. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ДВИГУНА

9ДКРН60/202,2

2.1 Вступ

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також маються теплові та аеродинамічні втрати.

Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в наступний час не може бути точно описаним із за недосконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають в ньому. Чим більш досконала методика теплового розрахунку, тим більш ближче розрахунковий цикл до дійсного.

В даному проекті використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом.

2.2 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293 \text{ К}$ (стандартні умови застосування).

					ПФ НУК.142.44.21.35.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		11

Тиск навколишнього повітря p_0 . Варто приймати $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартні умови застосування).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 15$ [4].

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення $П_k$. З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,965$.

Показник адіабати повітря $k_s = 1,4$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,93$.

Адiabатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0,8$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,02$ [5].

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного.

Приймаємо $\xi_z = 0,9$; $\xi_b = 0,95$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,12$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: (5 – 45) К – для ДВЗ з наддувом та (10 – 20) К – для ДВЗ без наддуву [6].

Приймаємо $\Delta T_a = 10$ К.

					ПФ НУК.142.44.21.35.ПЗ	Лист
						12
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну.

Приймаємо $\zeta = 0,99$.

Механічний ККД двигуна η_m .

Приймаємо $\eta_m = 0,93$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,005$ МПа.

Температура залишкових газів T_r .

Приймаємо $T_r = 700$ К [7].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на важке паливо середнього складу [8]: С = 0,87 кг – кількість вуглецю; Н = 0,126 кг – кількість водню; S = 0 кг – кількість сірки; О = 0,004 кг – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 2-тактних двигунів $Z = 1$.

Нижча теплота згоряння палива Q_n . Приймаємо $Q_n = 42700$ (кДж/кг).

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 3,7$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку φ_n . Для 2-тактних двигунів $\varphi_n = 0,08$.

2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К:

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,37}{0,103} \right)^{0,286} - 1}{0,8} \right] = 438,9$$

Температура повітря перед двигуном, К:

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 438,9 - 0,85 \times (438,9 - 293) = 314,9$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{314,9 + 10 + 0,02 \times 700}{1 + 0,02} = 332,2$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа:

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,37 - 0,005 = 0,365$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа:

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,97 \times 0,365 = 0,354$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{15}{15 - 1} \times \frac{0,354}{0,365} \times \frac{314,9}{332,2} \times \frac{1}{1 + 0,02} \times (1 - 0,08) = 0,891$$

Розрахунок процесу стиску

При виборі величини n_l , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_l збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_l зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_l збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_l збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_l = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунку:

$$n_l = 1,362$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа:

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_l} = 0,354 \times 15^{1,362} = 14,158$$

					ПФ НУК.142.44.21.35.ПЗ	Лист
						14
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Температура в кінці процесу стиску, К:

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1-1} = 332,2 \times 15^{1,362-1} = 890,4$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг:

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,965}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,13}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,467$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,13 + 0,004}{32 \times 1,467} = 1,0216$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0216 + 0,02}{1 + 0,02} = 1,0211$$

Доля палива, що згоріла в точці z:

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,9}{0,95} = 0,947$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z:

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,0216 - 1}{1 + 0,02} \right) \times 0,947 = 1,02$$

Максимальна температура згоряння, К:

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{\alpha \times L_0} + [c'_v + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c''_v + 8,314 \times \lambda)] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c''_{pz} \times T_z$$

$$T_z = \frac{C}{A \times T_z + B}$$

$$A = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times b_z$$

$$B = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times (a_{vz} + 8,314)$$

$$C = \frac{\xi_z \times Q_H}{\alpha \times L_0} + [(19,26 + 0,0025 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((20,47 + 0,0036 \times T_c) + 8,314 \times \lambda)] \times T_c$$

					ПФ НУК.142.44.21.35.ПЗ	Лист
						15
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 1800$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1629 \text{ К}$$

Максимальний тиск згоряння, МПа:

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,12 \times 14,158 = 15,857$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,02}{1,12} \times \frac{1629}{923,9} = 1,606$$

Ступінь подальшого розширення:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1,606} = 9,342$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,3$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного прийmemo:

$$n_2 = 1,291$$

Температура в кінці процесу розширення, К:

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1629 \times \frac{1}{9,342^{1,291-1}} = 849$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{15,857}{9,342^{1,291}} = 0,885$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа:

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] =$$
$$= \frac{14,158}{15 - 1} \times \left[1,12 \times (1,606 - 1) + \frac{1,12 \times 1,606}{1,291 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{9,342^{1,291 - 1}} \right) - \frac{1}{1,362 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{15^{1,362 - 1}} \right) \right] = 1,927$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа:

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 1,927 \times 0,99 \times (1 - 0,08) = 1,755$$

Індикаторна питома витрата пального, кг/(кВт*год):

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,365 \times 0,891}{2,965 \times 0,495 \times 314,9 \times 1,755} = 0,167$$

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,167 \times 42700} = 0,505$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа:

$$P_e = P_i \times \eta_m = 1,755 \times 0,93 = 1,632$$

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,505 \times 0,93 = 0,47$$

Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт*год):

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,167}{0,93} = 0,178$$

Ефективна потужність двигуна, кВт:

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,6^2 \times 2,022 \times 1 \times 1,632 \times 123 \times 9 = 17232,5$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна:

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{17232,5 - 17222}{17232,5} \times 100\% = 0,061\%$$

					ПФ НУК.142.44.21.35.ПЗ	Лист
						17
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 0,5%.

Визначення дійсного Π_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с:

Універсальна газова стала $R = 287 \text{ Дж/кг*К}$:

$$G = \left(\frac{\pi \times D_c^2}{4} \right) \times S_c \times \left(\frac{P_s \times 10^6}{R \times T_s} \right) \times \eta_i \times i \times z \times \left(\frac{n}{60} \right) \times \phi_a =$$

$$= \left(\frac{3,14 \times 0,6^2}{4} \right) \times 2,022 \times \left(\frac{0,365 \times 10^6}{287 \times 314,9} \right) \times 0,891 \times 9 \times 1 \times \left(\frac{123}{60} \right) \times 1,05 = 38,098$$

Витрата газів через турбіну, кг/с:

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 38,098 + 0,178 \times \frac{17232,5}{3600} = 38,952$$

Тиск газу перед турбіною, МПа:

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,873 \times 0,37 = 0,323$$

Температура газу перед турбіною, К:

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 849 \times \left(\frac{0,323}{0,915} \right)^{\frac{1,291-1}{1,291}} = 676,5$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль:

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0] + (0,79 \times \alpha \times L_0) =$$

$$= \left(\frac{0,87}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + [0,21 \times (2,965 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 2,965 \times 0,495) = 1,499$$

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, кДж/кг*К:

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \times M_s \times 189} + \frac{H}{2 \times M_s \times 461,6} + \frac{0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0}{M_s \times 259,8} + \frac{0,79 \times \alpha \times L_0}{M_s \times 296,8}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{0,87}{12 \times 1,499 \times 189} + \frac{0,126}{2 \times 1,499 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (2,965 - 1) \times 0,495}{1,499 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 2,965 \times 0,495}{1,499 \times 296,8}} = 287,602$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні:

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,791 + 0,003 \times 676,5) + 8,314}{19,791 + 0,003 \times 676,5} = 1,384$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі:

$$\Pi_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \times R_t \times T_t \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \times \eta_{t.m} \times \eta_{t.ad} \times G_t}{G \times R \times T_0 \times \left(\frac{k_\epsilon}{k_\epsilon - 1} \right) \times \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} =$$

$$= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,384}{1,384 - 1} \right) \times 287,602 \times 676,5 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,323}{0,101} \right)^{\frac{1,384 - 1}{1,384}}} \right] \times 0,93 \times 0,8 \times 38,952}{38,098 \times 287 \times 293 \times \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \times \frac{1}{0,9}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 3,655$$

Дійсний тиск надуву, МПа:

$$P_{kd} = \Pi_\kappa \times P_0 = 3,7 \times 0,1013 = 0,3703$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву:

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,3703 - 0,37}{0,3703} = 0,071\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданим і отриманим в результаті розрахунку тиском надуву не перевищує 0,5%.

2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Надалі ця діаграма є вхідними даними для динамічного розрахунку та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі похибки.

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$p = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

$$p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де $v/v_c = \varepsilon_x$ - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані, які приведені в таблиці 2.1.

					ПФ НУК.142.44.21.35.ПЗ	Лист
						20
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 2.1 – Основні дані для побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,362
Показник політропи розширення n_2	1,291
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	14,158
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	15,857
Ступінь попереднього розширення ρ	1,606
Ступінь стиснення ϵ	15

Таблиця 2.2 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	15,86	
1,00	14,16	15,86
1,61	7,43	15,86
2,28	4,62	10,11
2,95	3,25	7,25
3,62	2,46	5,56
4,28	1,95	4,47
4,95	1,60	3,70
5,62	1,35	3,14
6,29	1,16	2,72
6,96	1,01	2,39
7,63	0,89	2,12
8,30	0,79	1,90
8,97	0,71	1,72
9,64	0,65	1,57
10,31	0,59	1,44
10,98	0,54	1,33
11,65	0,50	1,23
12,32	0,46	1,14
12,99	0,43	1,07
13,66	0,40	1,00
14,33	0,38	0,94
15,00	0,35	0,89
15,00		0,35

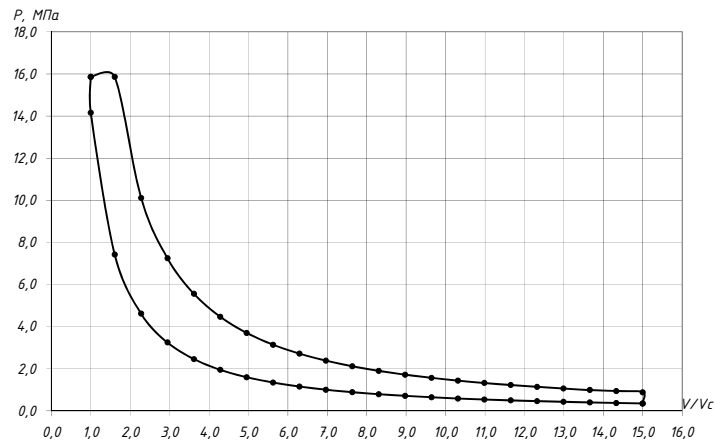


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

2.5 Розрахунок теплового балансу двигуна

Рівняння теплового балансу:

$$Q_{\Sigma} = Q_{\Gamma} + Q_W + Q_M + Q_{H.B} + Q_{Ne}$$

Q_{Σ} - теплота згоряння введеного у циліндр палива, кВт;

Q_{Γ} - теплота випускних газів, кВт;

Q_{Ne} - теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, кВт;

Q_W - теплота, відводима від двигуна охолоджуючою водою, кВт;

Q_M - теплота, відводима від двигуна мастилом, кВт;

$Q_{H.B.}$ – теплота неврахованих втрат, кВт;

1. Визначимо загальну кількість теплоти (теплову потужність циклу), що виділяється у циліндрі:

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{17232,5}{0,47} = 36664,894 \text{ кВт}$$

2. Визначимо кількість теплоти, що відходить з відхідними газами (теплову потужність потоку відхідних газів):

$$Q_{\Gamma} = G_{\Gamma} C p_{\Gamma} (T_{3T} - T_o) = 38,952 \cdot 1036,566 \cdot (526,05 - 293) = 9409,524 \text{ кВт}$$

де ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно з рівнянням Майера:

$$Cp_{\Gamma} = \frac{K_{\Gamma}}{K_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma} = \frac{1,384}{1,384 - 1} \cdot 287,602 = 1036,566 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$$

Температура газів за турбіною обчислюється на підставі виразу ККД турбіни:

$$T_{3T}^{ad} = T_T \left(\frac{1}{0,91 \frac{P_a}{P_o}} \right)^{\frac{K_T - 1}{K_T}} = 676,5 \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,354}{0,103}} \right)^{\frac{1,384 - 1}{1,384}} = 490,754 \text{ К}$$

$$T_{3T} = T_T - \eta_{ad} (T_T - T_{3T}^{ad}) = 676 - 0,81 \cdot (676 - 490,754) = 526,05 \text{ К}$$

3. Кількість теплоти, що надходить у воду (теплова потужність потоку теплоти, що надходить у воду):

$$Q_W = \frac{0,98 Q_{\Sigma} - Q_{\Gamma} - Ne}{1,2} = \frac{0,98 \cdot 36664,894 - 9409,524 - 17232,5}{1,2} = 7741,31 \text{ кВт}$$

4. Визначимо кількість теплоти, що надходить у масло (теплову потужність потоку теплоти у масло):

$$Q_M \approx 0,2 Q_W \approx 0,2 \cdot 7741,31 = 1548,262 \text{ кВт}$$

5. Розбіжність у рівнянні загального балансу теплоти (приблизне значення нев'язки балансу):

$$Q_{H.B.} \approx 0,02 \cdot Q_{\Sigma} = 0,02 \cdot 36664,894 = 733,298 \text{ кВт}$$

6. Таким чином, ми отримали усі основні складові теплового балансу.

Записуємо це рівняння з усіма складовими для його перевірки:

$$\begin{aligned} Q_{\Sigma} &= Q_{\Gamma} + Q_W + Q_M + Q_{H.B.} + Ne = \\ &= 9409,524 + 7741,31 + 1548,262 + 733,298 + 17232,5 = 36664,894 \text{ кВт} \end{aligned}$$

7. Висновок: усі складові рівняння теплового балансу відповідають вимогам заданої точності.

2.6 Динамічний розрахунок двигуна

При вивченні динамічних явищ у ДВЗ у першу чергу розглядають сили від тиску газів P_{Γ} і сили інерції P_j . Сумарна сила є рушійна сила:

					ПФ НУК.142.44.21.35.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		23

$$P_{руш} = P_r + P_j.$$

При повороті колінчастого валу сумарна сила може бути розкладена на складові (рис. 2.2).

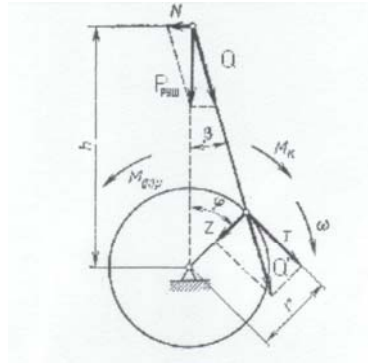


Рисунок 2.2 – Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Сили інерції зворотно-поступальних рухомих мас обчислюють за формулою:

$$P_j = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Сила інерції обертових мас діє по радіусу кривошипа і визначається по формулі:

$$P_r = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r$$

Сили тиску газів в циліндрі двигуна залежно від ходу поршня визначають по індикаторній діаграмі, побудованій за даними теплового розрахунку або отриманій експериментально [10].

Сила тиску газів на поршень, яка діє по осі циліндра, дорівнює:

$$P_r^x = (P_r - P_0) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

Сила, яка діє по осі кривошипа, дорівнює:

$$Z = P_w \cdot \cos(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \cos(\varphi + \beta)$$

Дотична сила визначається формулою:

$$T = P_w \cdot \sin(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

Добуток сили T на радіус r називають крутним моментом двигуна:

$$M_k = T \cdot r = r \cdot \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

У таблиці 2.3 представлені необхідні параметри для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок виконаний за допомогою програми Excel і представлений в таблиці 2.4 – 2.5. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 2.3 – 2.5.

На рис. 2.3 P_r – сила тиску газів на поршень; P_j – сила інерції одного циліндра двигуна; P_{dv} – рушійна сила (вертикальна сила, що діє на центр поршневого пальця).

На рис. 2.4 N – нормальна сила, яка притискує поршень до втулки; Z – сила, що діє по осі кривошипа; T – дотична сила.

На рис. 2.5 T_E – сумарні дотичні сили, T^{cp}_E – середнє значення сумарних дотичних сил.

Таблиця 2.3 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,6
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	123
Максимальний тиск згоряння	МПа	P _z	16,925
Тиск на початку стиску	МПа	P _a	0,349
Тиск наддуву	МПа	P _k	0,36
Тиск залишкових газів	МПа	P _г	0,4
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,364
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	3000
Радіус кривошипа	м	r	1,011
Ступінь стиснення		ε	14
Показник політропи стиснення		n ₁	1,372
Показник політропи розширення		n ₂	1,286
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,519
Кількість циліндрів		i	9

Таблиця 2.4 – Результати динамічного розрахунку

φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	0,349	1,131	1,480	0,000	-1,480	0,000
10	0,351	1,143	1,495	-0,095	-1,488	-0,166
20	0,358	1,176	1,533	-0,192	-1,507	-0,344
30	0,370	1,217	1,586	-0,292	-1,520	-0,540
40	0,388	1,250	1,638	-0,390	-1,506	-0,754
50	0,413	1,256	1,669	-0,478	-1,439	-0,972
60	0,450	1,213	1,663	-0,542	-1,301	-1,169
70	0,500	1,104	1,605	-0,571	-1,086	-1,313
80	0,571	0,917	1,489	-0,558	-0,808	-1,369
90	0,672	0,647	1,320	-0,503	-0,503	-1,320
100	0,819	0,300	1,118	-0,419	-0,218	-1,174
110	1,039	-0,112	0,927	-0,330	0,007	-0,984
120	1,381	-0,566	0,815	-0,266	0,177	-0,839
130	1,936	-1,031	0,905	-0,259	0,383	-0,860
140	2,876	-1,475	1,401	-0,334	0,859	-1,156
150	4,515	-1,864	2,650	-0,488	2,051	-1,748
160	7,274	-2,168	5,106	-0,639	4,580	-2,347
170	10,969	-2,360	8,609	-0,545	8,383	-2,031
180	13,041	-2,426	10,615	0,000	10,615	0,000
190	16,925	-2,360	14,565	0,922	14,183	3,437
200	16,763	-2,168	14,596	1,827	13,091	6,708
210	10,720	-1,864	8,856	1,630	6,855	5,839
220	7,025	-1,475	5,550	1,323	3,401	4,581
230	4,848	-1,031	3,817	1,093	1,616	3,626
240	3,532	-0,566	2,966	0,967	0,645	3,053
250	2,705	-0,112	2,593	0,923	0,019	2,752
260	2,164	0,300	2,464	0,923	-0,481	2,587
270	1,798	0,647	2,446	0,932	-0,932	2,446
280	1,544	0,917	2,461	0,922	-1,336	2,264
290	1,364	1,104	2,468	0,879	-1,670	2,019
300	1,234	1,213	2,447	0,798	-1,915	1,720
310	1,141	1,256	2,396	0,686	-2,066	1,395
320	1,074	1,250	2,324	0,554	-2,136	1,069
330	1,027	1,217	2,244	0,413	-2,149	0,764
340	0,996	1,176	2,172	0,272	-2,134	0,487
350	0,979	1,143	2,122	0,134	-2,113	0,236
360	0,973	1,131	2,104	0,000	-2,104	0,000

Таблиця 2.5 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

Кут заклинки, град			40								
φ°	T _E									T _E	T ^{ср} _E
	Номер циліндра										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9		
0	0,000	-0,754	-1,369	-0,839	-2,347	6,708	3,053	2,264	1,069	7,79	6,47
10	-0,166	-0,972	-1,320	-0,860	-2,031	5,839	2,752	2,019	0,764	6,03	6,47
20	-0,344	-1,169	-1,174	-1,156	0,000	4,581	2,587	1,720	0,487	5,53	6,47
30	-0,540	-1,313	-0,984	-1,748	3,437	3,626	2,446	1,395	0,236	6,56	6,47
40	-0,754	-1,369	-0,839	-2,347	6,708	3,053	2,264	1,069	0,000	7,79	6,47
										25,90	

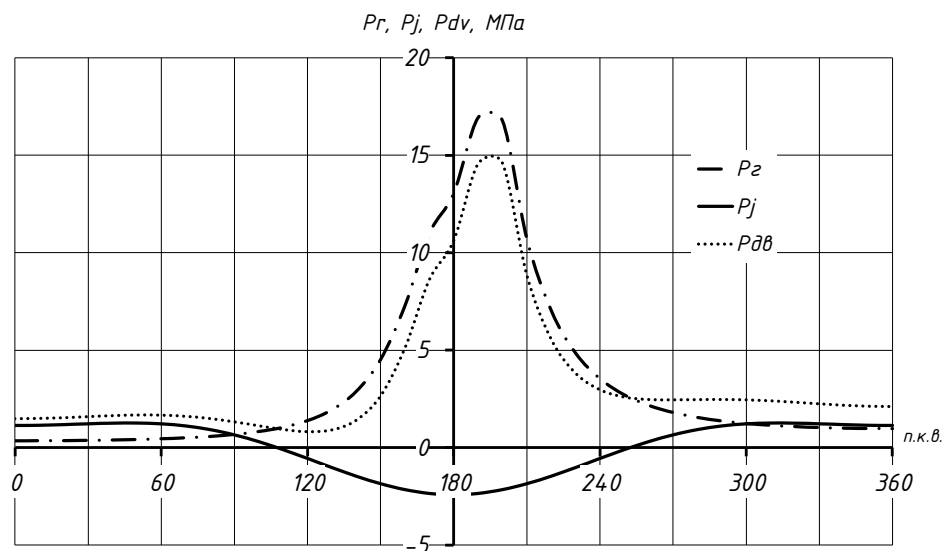


Рисунок 2.3 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

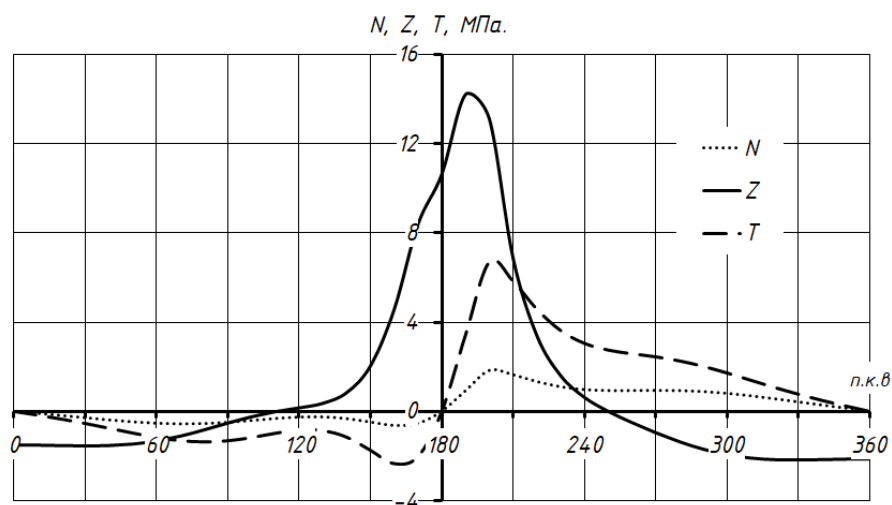


Рисунок 2.4 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

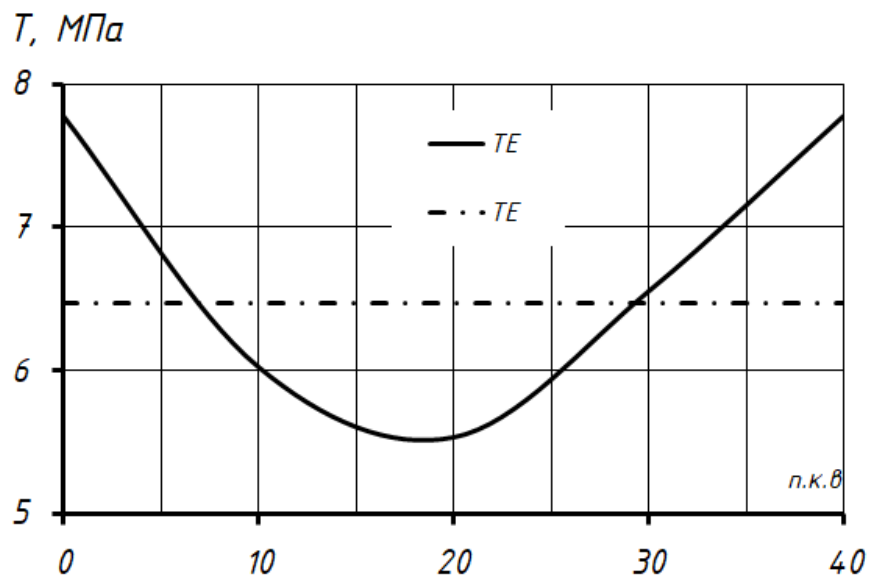


Рисунок 2.5 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

2.7 Висновок по розділу

В результаті розрахунків отримані параметри двигуна 9ДКРН60/202,2, що надаються у таблиці 2.6.

Згідно з значенням тиску наддуву ($P_k = 3,7$) двигун належить до машин с високим тиском наддуву [4].

Згідно з середнім ефективним тиском ($P_e = 1,632$ МПа) двигун має високе значення форсування по цьому параметру [4].

Згідно з значенням ($\eta_e = 0,47$) двигун відповідає високому рівню економічності [3], йому ж відповідає отримане значення ($g_e = 0,178$ кг/кВт•год).

По величині максимального тиску при згорянні ($P_z = 15,857$ МПа) двигун відповідає звичайному рівню цього параметра для двигунів великого форсування по P_k , тож його конструкція відповідає умові працездатності.

По величині максимальної температури циклу ($T_z = 1629 \text{ K}$) двигун задовольняє умовам екологічності та термічної стійкості звичайної конструкції.

По величині температури газів перед турбіною (676 K) конструкція відповідає умовам нормальної роботи турбіни для таких двигунів [5].

Таким чином, робочий цикл двигуна характеризується високим рівнем форсування по наддуву і середньому ефективному тиску, двигун відповідає вимогам щодо економічності та екологічності, він задовольняє вимогам до працездатності конструкції.

Таблиця 1.3 – Основні параметри двигуна 9ДКРН60/202,2

Ефективна потужність	N_e	кВт	17732,5
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	1,632
Тиск робочого тіла в точці z	P_z	МПа	15,857
Тиск газів перед турбіною	P_t	МПа	0,323
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,37
Температура повітря в ресивері	T_s	К	314,9
Температура робочого тіла в точці z	T_z	К	1629
Температура газів перед турбіною	T_t	К	676
Коефіцієнт надлишку повітря	α		2,965
Питома витрата палива	g_e	кг/кВт·час	0,178
Ефективний ККД	η_e		0,47

3. ВДОСКОНАЛЕННЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДВИГУНА

9ДКРН60/202,2

На рис. 3.1 показана вдосконалена *паливна система*, єдина для головного і допоміжних дизелів. Допоміжні двигуни можна експлуатувати на важкому або дизельному паливі незалежно від головного двигуна.

З бункерних цистерн паливо перекачується насосами в проміжну цистерну, звідки сепараторами воно може подаватися у відповідні витратні цистерни ("добові цистерни").

Для забезпечення найбільш задовільного очищення важкого палива сепаратори обладнані підігрівачами де паливо може підігріватися до температури 95-98 °С.

З конкретної витратної цистерни паливо подається до одного з двох електричних підкачуючих насосів, який подає паливо під тиском (по можливості через расходомір) до сторони низького тиску паливної системи.

Після цього паливо поступає до одного з двох електричних циркуляційних насосів, а від нього через підігрівач, регулювальник в'язкості, фільтр і до паливних насосів ДД.

Відсічне паливо від форсунок і насосів ДД через трубу поворотного палива перепускається назад до сторони всмоктування циркуляційного насоса. Для підтримки постійного тиску в головній магістралі на вході паливних насосів ДД, продуктивність і подача циркуляційного насоса перевищує кількість палива, що витрачається двигуном. Окрім цього, встановлюється підпружинений байпасний клапан який функціонує як перепускний між входом до ПНВТ і повернення палива і, та-ким чином, підтримує постійний тиск в приймальному паливному трубопроводі. Для того, щоб підтримувати рівномірний потік підігрітого палива через паливні насоси, корпуси і форсунки на всіх навантаженнях (включаючи зупинений двигун), на виході форсунок встановлюється золотник і циркуляційний отвір.

					ПФ НУК.142.44.21.35.ПЗ	Лист
						30
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

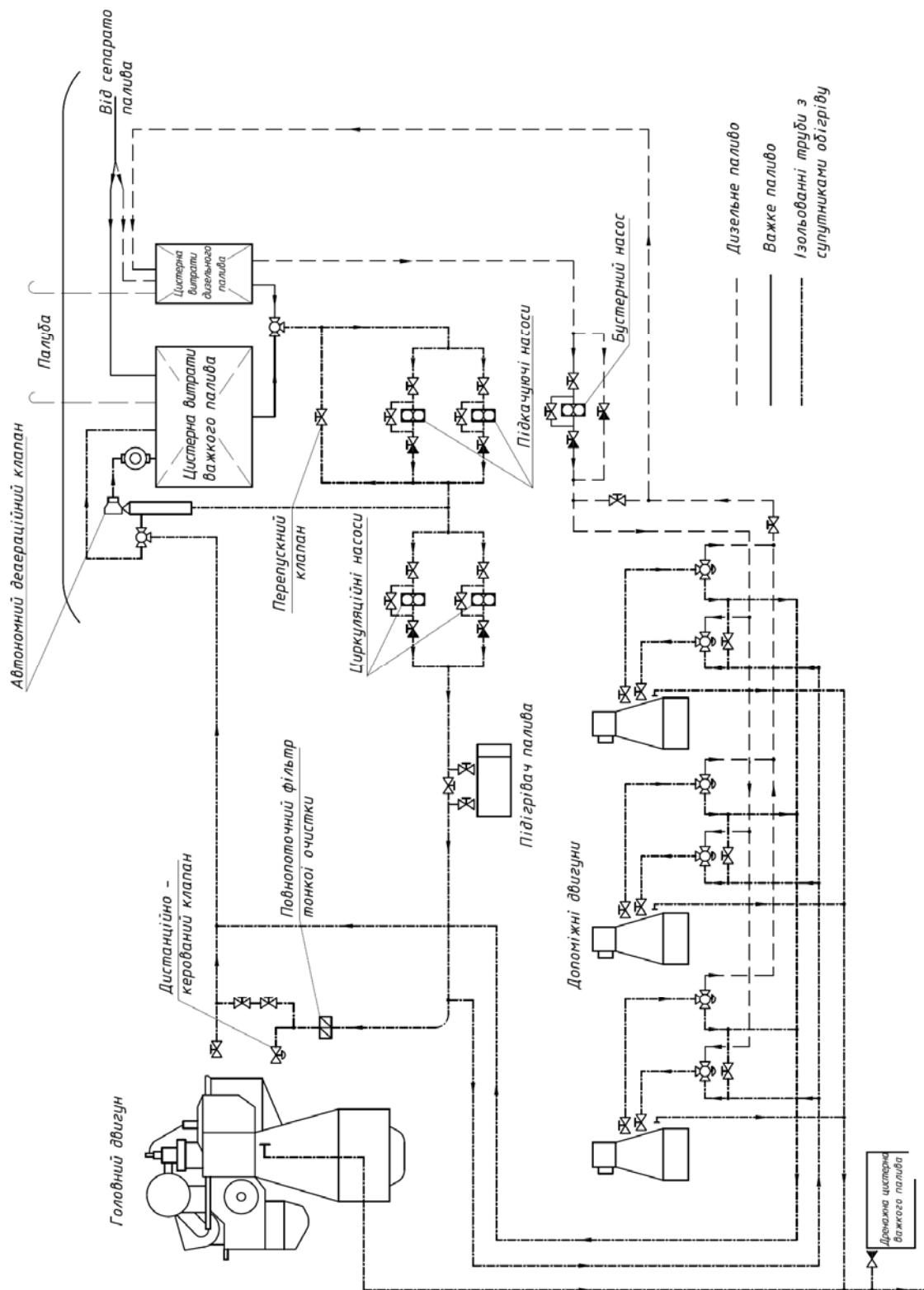


Рисунок 3.1 – Паливна система

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

ПФ НУК.142.44.21.35.ПЗ

Лист

31

Завдяки "вбудованій" циркуляції підігрітого палива може підтримуватися робоча температура паливних насосів і форсунок навіть тоді, коли двигун зупинений.

Отже, немає необхідності переходити на дизельне паливо при заходах в порт, якщо циркуляційний насос продовжує працювати і зберігається підігрівання циркулюючого палива.

Якщо при тривалій стоянці потрібно відключити циркуляційний насос або підігрівання, то з паливної системи заздалегідь треба злити важке паливо.

Основними функціями паливоподаючої апаратури є забезпечення:

- точного дозування подачі палива на цикл;
- необхідного тиску вприскування палива на певній ділянці робочого циклу протягом короткого відрізка часу;
- можливості розподілу палива по окремих циліндрах;
- оптимального характеру протікання процесу вприскування, відповідаючого заданим умовам роботи дизеля;
- надійної роботи апаратів на всіх заданих режимах;
- максимального терміну служби.

Паливна система розрахована на роботу двигуна, як на дизельному, так і на важкому паливі.

З цистерни основного запасу паливо перекачується насосом в решту цистерн, звідки через сепараторів у витратні цистерни.

Для забезпечення задовільного очищення сепаратори важкого палива обладналися підігрівачами. З витратних цистерн важкого палива і легкого палива, воно поступає через триходовий кран до живильних насосів, за допомогою яких паливо перекачується в резервуар, звідки за допомогою циркуляційних насосів, паливо подається до підігрівачів. Підігрівачі розраховані так, щоб будь-який з них задовольняв на 100 % вимогам в нагріві і підтримувалася постійна температура палива на подачі, яку задає регулятор в'язкості. В'язкість підтримується на заданому рівні за допомогою

					ПФ НУК.142.44.21.35.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		32

регулювання температури палива, подачею пари до підігрівачів. Після підігрівачів паливо подається в автоматичний фільтр, що оберігає устаткування ПНВТ від частинок, які можуть викликати пошкодження. Після фільтрів паливо подається в ПНВТ. Від кожного ПНВТ відходить труба повернення палива, по якій воно поступає в головний трубопровід зворотнього палива, а від туди в деаераційний резервуар, в якому міститься комбінація чистого палива з витратної цистерни і підігрітого поворотного палива від двигуна.

Деаератор вентилює утворені гази, щоб запобігти кавітації в насосах циркуляції палива. Насоси живлення підтримують тиск в деаераторі на рівні 4 бар для запобігання газифікації гарячого важкого палива і випаровування води, що може привести до піноутворення. Тиск підтримується автоматично деаератором - клапаном.

При переході на дизельне паливо, поворотне важке паливо може бути повернене у витратну цистерну через кран перемикання. Для забезпечення постійного тиску в трубопроводі перед ПНВТ продуктивність циркуляційного насоса декілька перевищує потребу двигуна в паливі.

На двигуні 9ДКРН60/202,2 пропонується використовувати систему впорскування палива безпосередньої дії з механічним приводом роздільного типу, тобто ПНВТ та форсунка з'єднуються між собою паливопроводом високого тиску.

Кожен циліндр двигуна обладнаний окремим ПНВТ з VIT системою (зі змінним випередженням упорскування) (рис. 3.2), який встановлений на корпусі штовхача над секцією розподільного вала відповідного циліндра.

У насосах подібного типу зміна кута випередження здійснюється шляхом осьового переміщення втулки плунжера щодо самого плунжера. При цьому змінюється положення відсічних отворів щодо верхньої кромки плунжера і, отже, момент їх перекриття щодо кута повороту колінчастого вала двигуна.

					ПФ НУК.142.44.21.35.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		33

Для використання важких палив на всіх режимах роботи двигуна насоси і форсунки спроектовані таким чином, що під час стоянки і в періоди між впорисками підігріте паливо циркулює в системі, забезпечуючи її обігрів.

Корпус паливного насоса має квадратну основу, якою він кріпиться до корпусу штовхача.

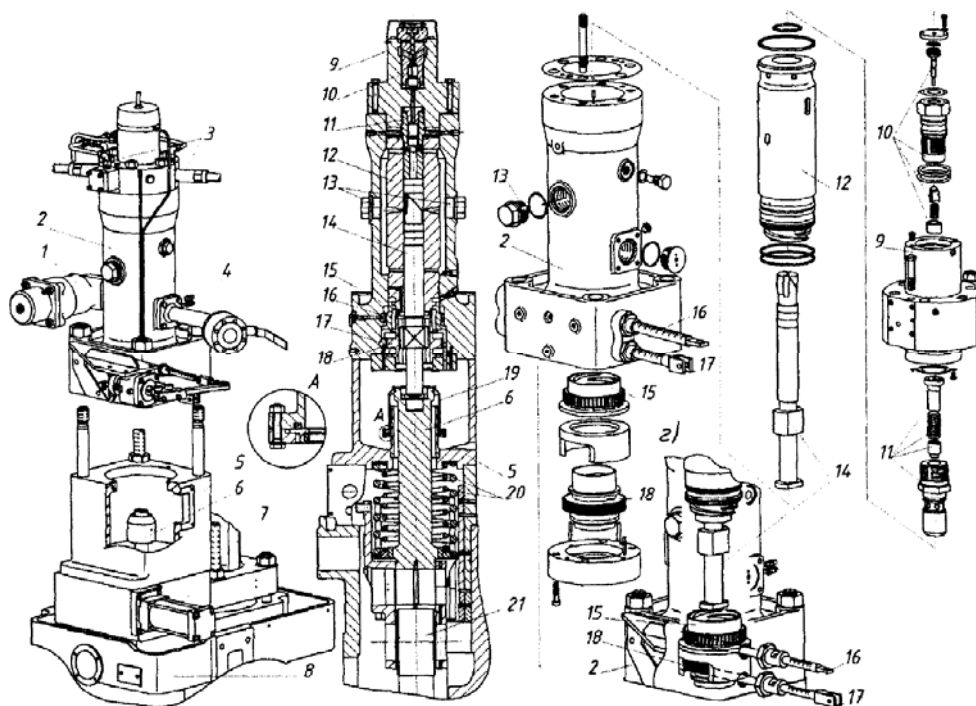


Рисунок 3.2 – Паливний насос з золотниковим регулюванням циклової подачі і кута випередження впорскування палива (система VIT):

- 1 – пружинний демпфер тиску; 2 – корпус ПНВТ; 3 – трубки високого тиску;
 4 – патрубок підведення палива до насоса; 5 – корпус штовхача; 6 – штовхач;
 7 – пневматичний циліндр приводу механізму реверсування; 8 – корпус розподільного вала; 9 – кришка насоса; 10 – перепускний клапан;
 11 – всмоктувальний клапан з верхньою направляючою плунжерної втулки;
 12 – втулка плунжера; 13 – змінні пробки; 14 – плунжер; 15 – поворотна втулка регулювання випередження подачі; 16 – зубчаста рейка регулювання випередження подачі; 17 – втулка розвороту плунжера; 18 – зубчаста рейка регулювання циклової подачі палива; 19 – змінна манжета штовхача;
 20 – поворотні пружини; 21 – ролик штовхача

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

ПФ НУК.142.44.21.35.ПЗ

Лист

34

Для збору протікання на основі насоса виконана спеціальна канавка, звідки протікання палива стікають в спеціальну дренажну трубу.

Паливо до ПНВТ подається по трубопроводу через фланцеві з'єднання на передній стінці корпусу від циркуляційного насоса з електроприводом.

Тиск палива в контурі низького тиску підтримується постійним за допомогою байпасного клапана, розташованого між головною паливною магістраллю і трубопроводом повернення палива.

Байпасний клапан поршневого типу з пружинним навантаженням поршня. Початкове затягування пружини клапана визначає тиск в паливоподаючій магістралі (рис. 3.3).

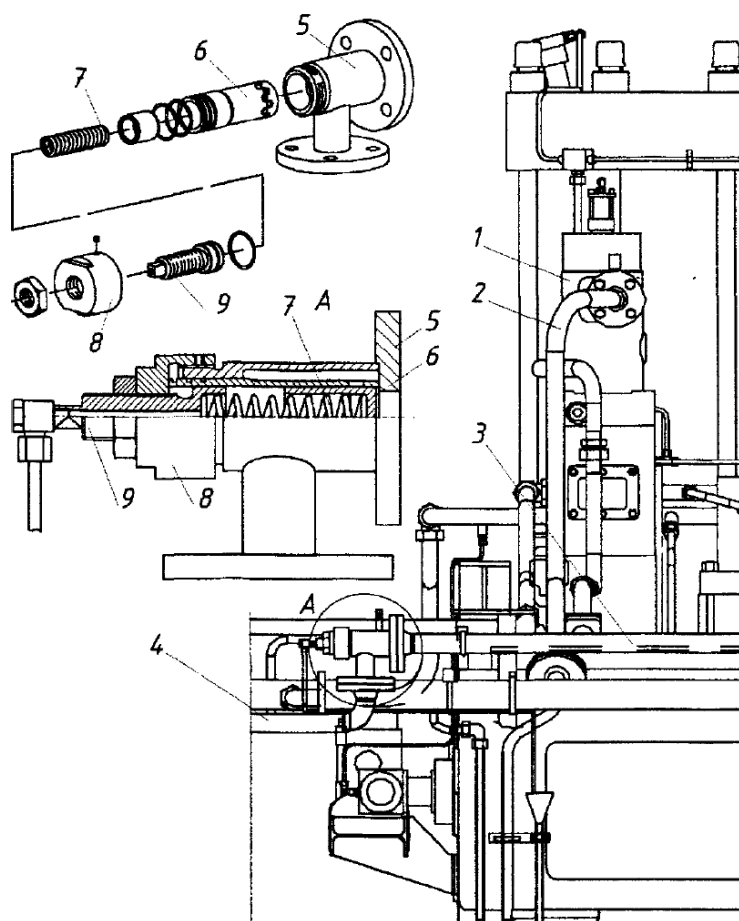


Рисунок 3.3 – Байпасний клапан регулювання тиску:

- 1 – ПНВТ; 2 – магістраль підведення палива до ПНВТ; 3 – напірна магістраль; 4 – зливна магістраль; 5 – корпус клапана; 6 – поршень;
7 – пружина; 8 – кришка корпусу; 9 – болт регулювання тиску

Зверху на кришці насоса встановлений перепускний клапан, що відокремлює нагнітальну порожнину насоса від зливної магістралі (рис. 3.4). При роботі двигуна клапан знаходиться в закритому стані, розмежовуючи порожнини. У верхній частині корпусу клапана встановлений поршневий пневмопривід, за допомогою якого через шток клапан утримується у відкритому стані. Клапан служить для швидкої (аварійної) зупинки двигуна, а також при прокачуванні системи.

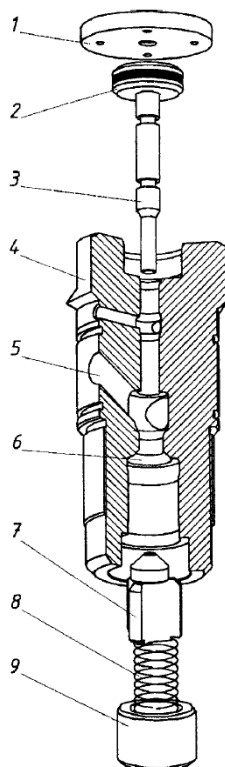


Рисунок 3.4 – Перепускний клапан ПНВТ:

- 1 – кришка; 2 – пневматичний поршень; 3 – шток; 4 – корпус клапана;
5 – перепускний канал; 6 – сідло клапана; 7 – клапан; 8 – пружина;
9 – пробка

На нижньому боці верхньої кришки встановлений всмоктуючий клапан (рис. 3.5), виступаючий корпус якого служить в якості направляючої для втулки плунжера. Під час ходу всмоктування клапан під дією тиску в порожнині насоса долає зусилля з утримання пружини і відкривається, в результаті чого надплунжерний простір заповнюється паливом.

Плунжер і втулка точно підігнані одна до одної і утворюють прецизійну пару, яка не повинна розкомплектовуватись при проведенні ремонтних робіт. На тілі плунжера нарізані симетрично похилі відсічні кромки з регулюванням по кінцю подачі. Симетричне розташування крайок дозволяє врівноважити бічні сили, що виникають в результаті дії тиску в порожнині під крайками. У нижній частині плунжер має направляючий бурт квадратного перетину, який ковзає в прорізи поворотною регулювальної втулки. На нижньому торці плунжера є основа, якою він спирається на п'яту штовхача і фіксується щодо її за допомогою кільцевої виїмки. Невеликий зазор між основою плунжера і штовхачем забезпечує вільне повертання плунжера.

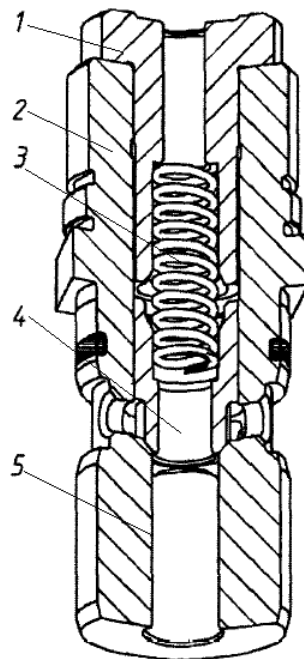


Рисунок 3.5 – Всмоктуючий клапан ПНВТ:

- 1 – напрямна пружини; 2 – корпус клапана; 3 – пружина; 4 – клапан;
5 – напрямна втулки плунжера

Втулка плунжера направляється у верхній і нижній частинах корпусу насоса. Для ущільнення між втулкою і корпусом на зовнішній поверхні втулки є три канавки, в яких встановлені ущільнювальні кільця з малим коефіцієнтом тертя. У нижньому ущільнювальному паску втулки, між двома

кільцями ущільнювачів, є дренажний отвір. Провертання втулки запобігається напрямним гвинтом, встановленим на передній стороні корпусу ПНВТ.

Для скидання палива в кінці нагнітаючого ходу плунжера у втулці є два симетричних відсічних канали, виконаних у вигляді розбіжних патрубків. Така форма дозволяє зменшити опір потоку рідини в каналі, знизити швидкість витікання палива, зменшивши тим самим кавітаційний вплив потоку на стінки каналу. Навпроти відсічних отворів втулки встановлені дві заглушки. Струмені палива в кінці ходу нагнітання під високим тиском вдаряються в заглушки, викликаючи їх інтенсивну ерозію. При значному зносі заглушок вони можуть бути замінені на нові.

Для осевого переміщення втулки на її нижньому кінці нарізана різьба, яка входить у внутрішню різьбу поворотної втулки регулювання випередження подачі.

Поворотна втулка випередження має зубчасте кільце, з яким входить в зачеплення верхня зубчаста рейка в основі корпусу ПНВТ. Зубчаста рейка з'єднана з пневматичним циліндром, положення якого визначається регулятором двигуна. Провертання поворотної втулки призводить до підйому або опускання втулки плунжера зі зміною положення відсічних каналів щодо верхньої кромки плунжера. Таким чином переміщення верхньої рейки призводить до зміни кута випередження подачі.

Циклова подача змінюється шляхом повороту плунжера за допомогою нижнього зубчастого сектора і рейки.

Для згладжування пульсацій палива, що виникають під час відкриття відсічних отворів, до фланця на задній стінці корпусу насоса кріпиться демпфер (компенсатор), що представляє собою пружинний акумулятор тиску поршневого типу (рис. 3.6).

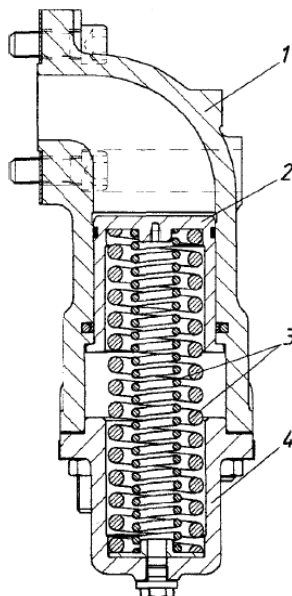


Рисунок 3.6 – Пружинний демпфер пульсацій тиску:

1 – корпус; 2 – поршень; 3 – пружини; 4 – кришка

Привід насоса здійснюється від розподільного вала через роликівий штовхач, встановлений в окремому корпусі. Корпус штовхача закріплено на корпусі розподільного вала чотирма шпильками, різьба на двох з яких має довжину, що дозволяє забезпечити поступове послаблення пружини штовхача при його демонтажі.

Провертання циліндричної напрямної штовхача попереджається за допомогою стопорного штифта, встановленого у втулці корпусу.

Штовхач кожного паливного насоса включає в себе реверсивний зв'яз з кутовим переміщенням. Кожен циліндр реверсують окремо. Реверсивний механізм приводиться в дію стисненням повітрям.

Реверсування проводиться переміщенням ролика приводного механізму ПНВТ кожного циліндра. Ланка, що з'єднує штовхач і ролик має реверсивний важіль, на верхньому кінці якого встановлений палець (рис. 3.7), який пересувається в направляючій, приєднаної к керуючому пневматичному циліндру.

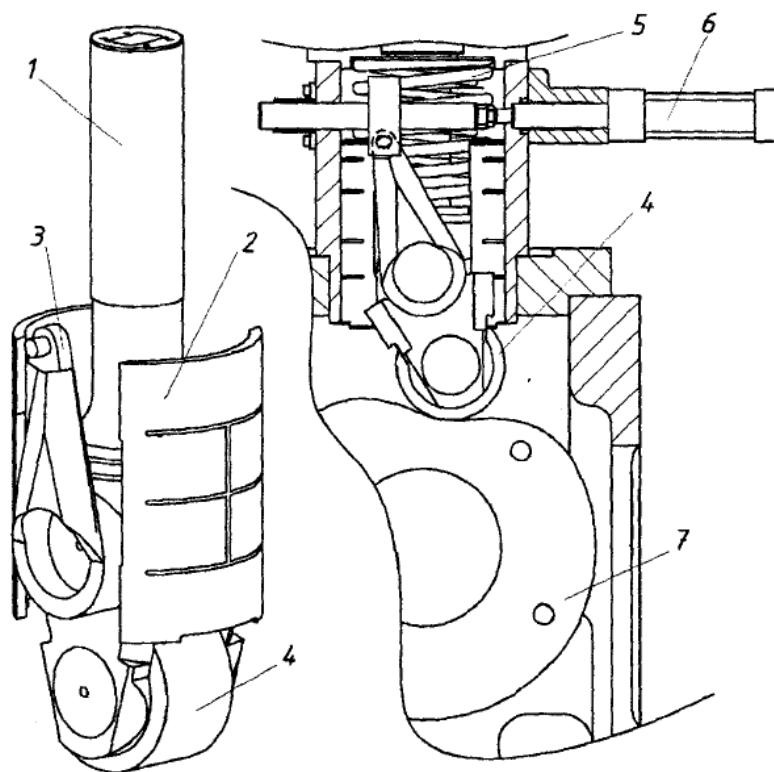


Рисунок 3.7 – Штовхач з механізмом реверсу:

1 – шток штовхача; 2 – напрямні; 3 – важіль перекладки ролика;
4 – ролики штовхача; 5 – відвідні пружини; 6 – пневматичний циліндр
включення реверсу; 7 – кулачок приводу ПНВТ

Реверсивна ланка є самостопорною, як в положенні «Вперед», так і «Назад» без допомоги зовнішніх сил. При переключенні реверсивної ланки з одного положення в інше змінюється кут подачі палива по відношенню до ВМТ відповідного робочого циліндра, забезпечуючи оптимальний кут випередження подачі як для переднього, так і для заднього ходу двигуна.

Для приводу роликового штовхача використовується спеціальний кулачок, що забезпечує оптимальний закон подачі палива незалежно від напрямку обертання двигуна. Профіль приводного кулачка показаний на рис. 3.8.

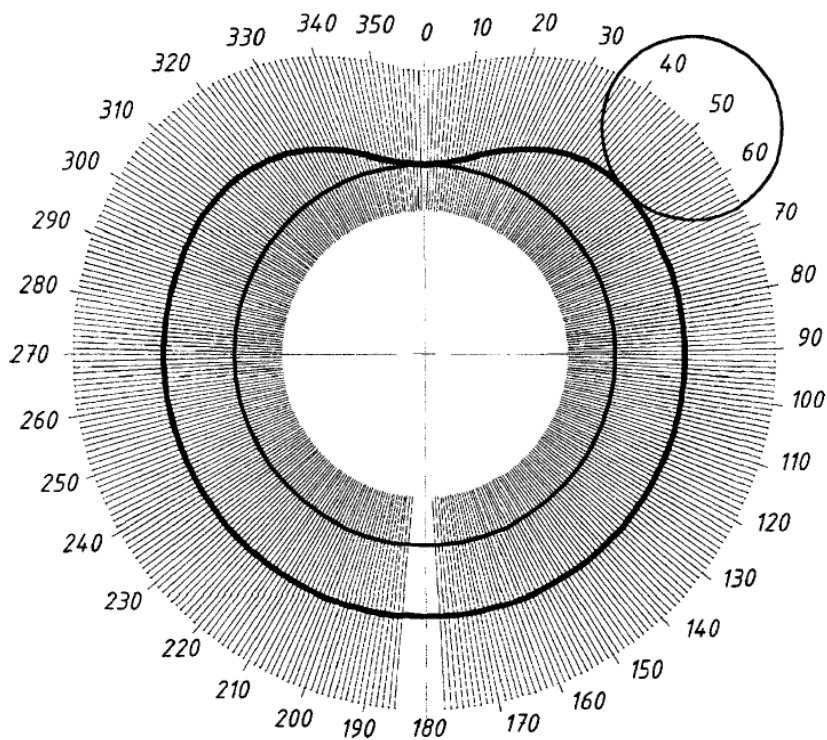


Рисунок 3.8 – Профіль паливного кулачка

Верх кільцевої виточки штовхача розташований всередині основи насоса і обладнаний ковпачком. Цей ковпачок разом з ущільнювальною втулкою, яка запресована в гарячому стані в основу насоса, утворюють лабіринт, що запобігає потраплянню палива в систему змащення розподільного вала.

Кожен корпус штовхача має підйомний і фіксуючий пристрій ексцентрикового типу, за допомогою якого можна підняти і зафіксувати штовхач над паливним кулачком. Підйомний пристрій встановлено на бічній стороні корпусу штовхача (рис. 3.9).

Для підняття штовхача відпускається контргайка на валу ексцентрика, а виступ ексцентрика шляхом осьового переміщення вводиться під важіль реверсу. Далі поворотом ексцентрика піднімають штовхач і за допомогою стопорного гвинта фіксують його положення.

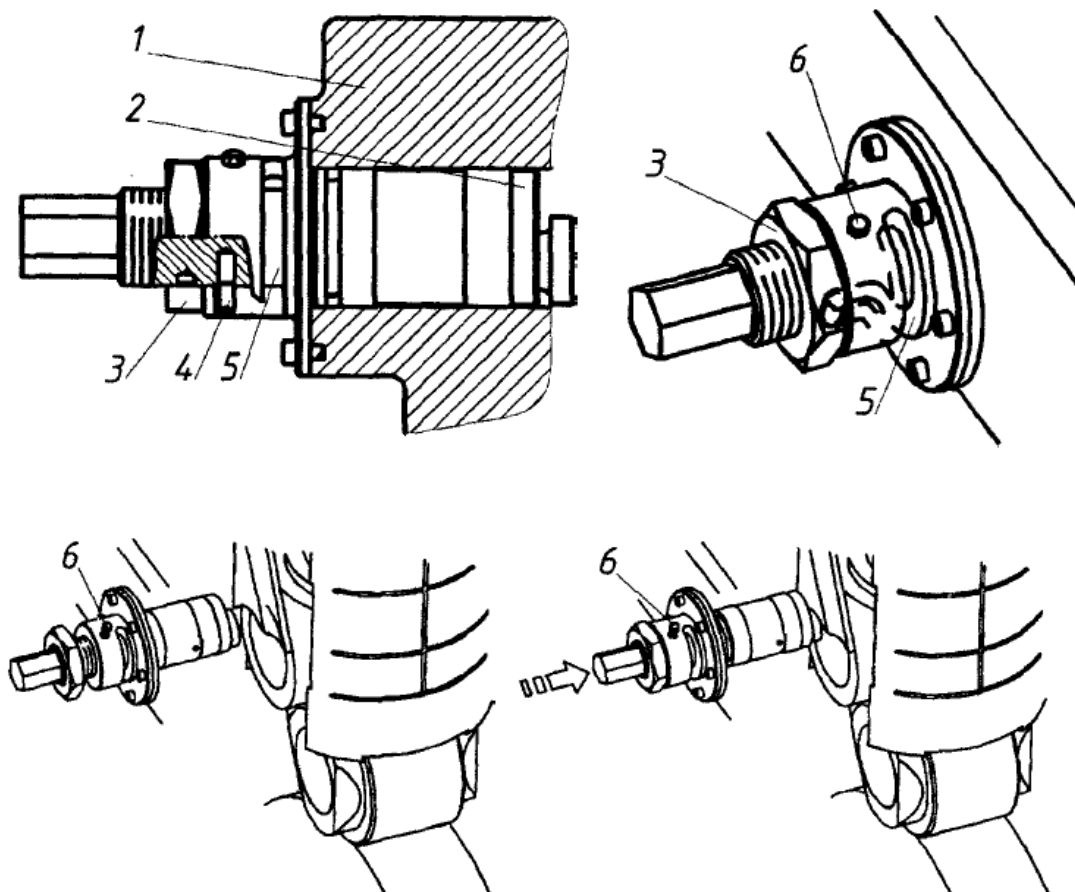


Рисунок 3.9 – Підйомний і фіксуючий пристрій штовхача ПНВТ
ексцентрикового типу:

1 – корпус штовхача; 2 – ексцентриковий підйомник; 3 – контргайка;
4 – направляючий штифт; 5 – напрямна канавка; 6 – гвинт

Кожен паливний насос приєднано, через дренажні труби, до загальної зливної цистерни з реле рівня. Зливна цистерна обладнана також перепускною трубою, яка має невеликий спускний отвір вниз, через який невеликі протікання палива можуть бути злиті в вихідну трубу, без включення реле рівня.

У разі тріщин трубки або великих протікань в системі вищезазначеного отвору не буде достатньо, щоб пропустити збільшену кількість палива, і рівень палива в зливній цистерні підніметься до рівня перепускної труби. Підвищення рівня палива викличе включення сигналу від реле рівня.

Всі трубки високого тиску (рис. 3.10) системи мають гнучкі шланги, армовані сталевим дротом або зовнішню захисну трубу. Простір між трубою і захисним шлангом з'єднується через просвердлені канали у фланцях з дренажним отвором у верхній кришці насоса.

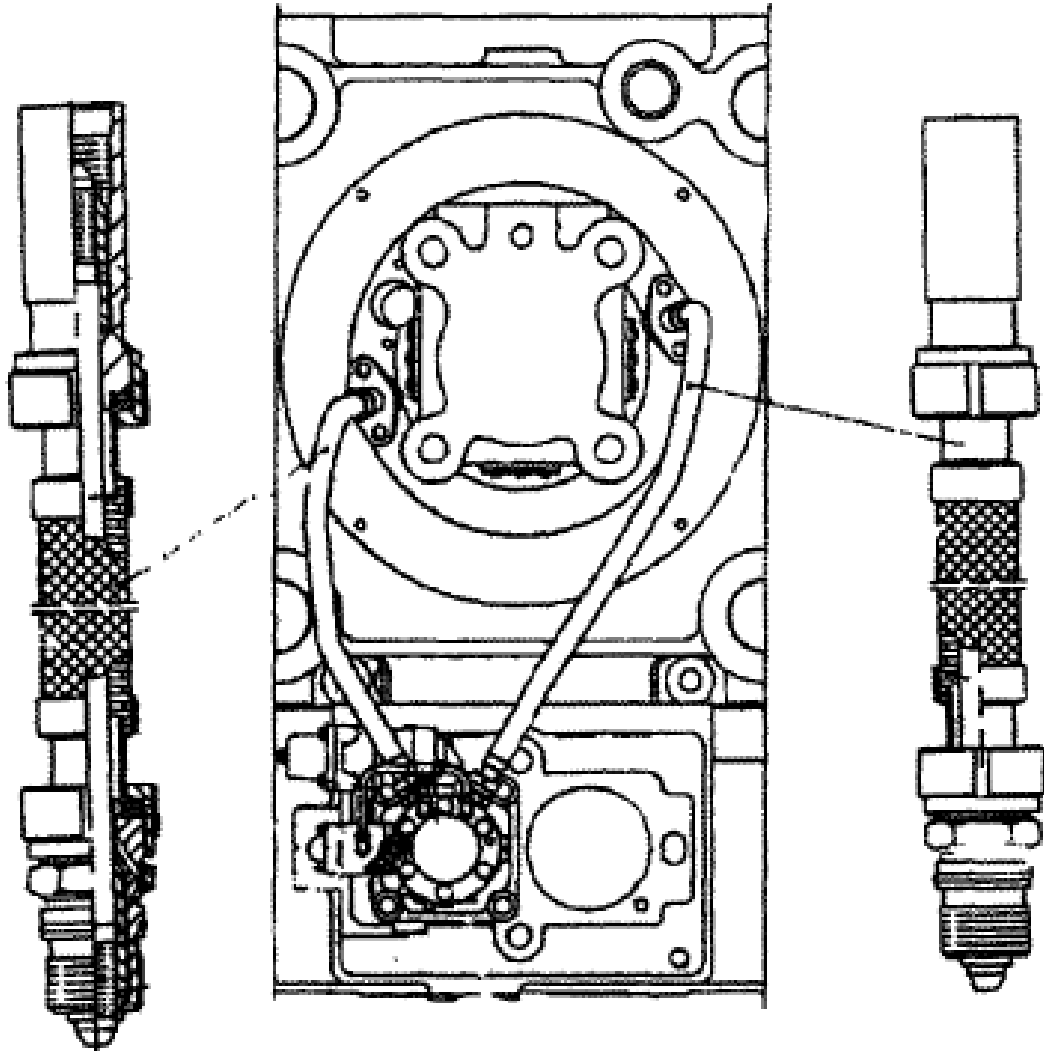


Рисунок 3.10 – Паливні трубки високого тиску

Форсунка (рис. 3.11) містить подовжений зовнішній корпус 5, що містить фланець 2, розташований на його тильній стороні, призначений для кріплення форсунки до кришки циліндра. Фланець 2 містить вхідний отвір 1 для нафтового палива, який пов'язує потік з каналом 3. Канал проходить через безповоротний клапан 4 до голки 7 клапана, виконаний з можливістю осьового переміщення в каналі корпусу 5. Голка 7 переміщається до її сідла 8

за допомогою закриваючої пружини 6. Передня частина корпусу 5 містить розпилювач 10, який проходить через корпус 5 всередину камери згоряння циліндра двигуна, коли форсунка прикріплена до кришки циліндра.

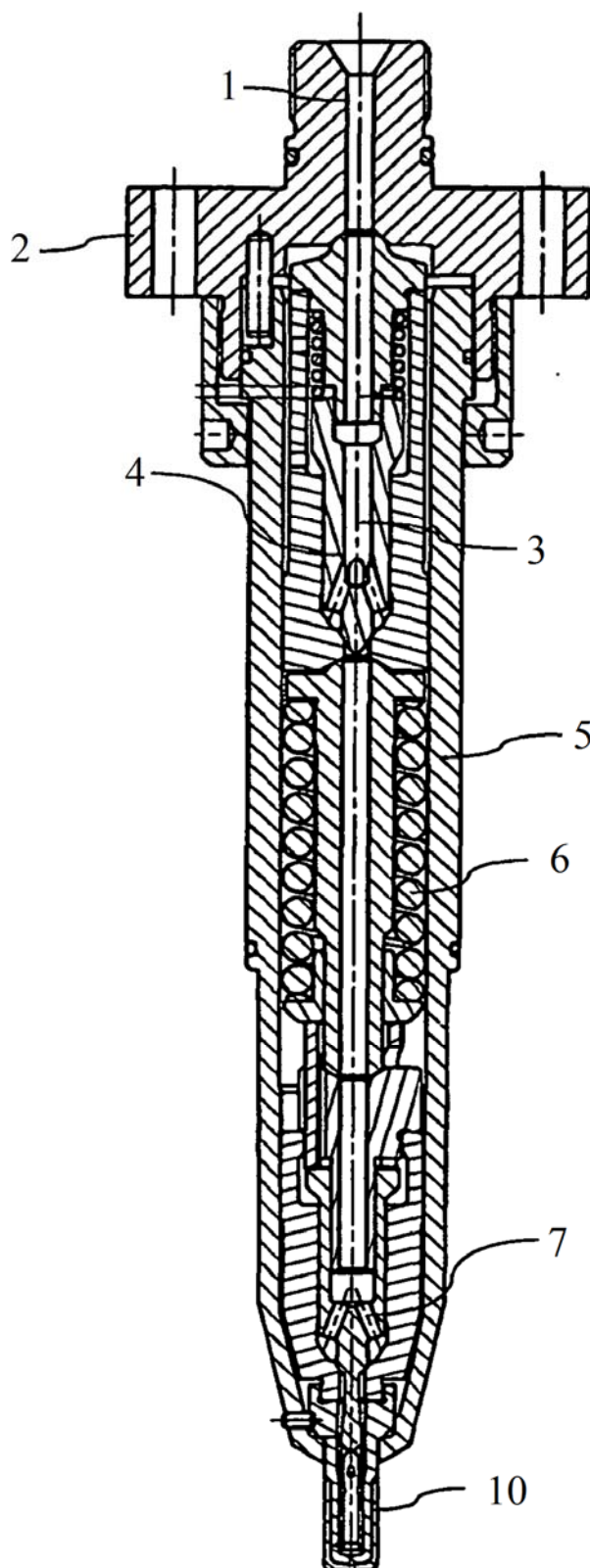


Рисунок 3.11 – Форсунка

Розрахунок паливної системи і її елементів

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_n = 24 \cdot K_m \cdot g_e \cdot N_e$	80978,96
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,178
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	17233
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_m = 1,1 \dots 1,2$	1,10
2	Місткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$	102,05
	Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³	ρ_n	850,00
	Коефіцієнт захарашення цистерни елементами конструкції	$K_1 = 1,01 \dots 1,05$	1,03
	Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	$K_2 = 1,03 \dots 1,05$	1,04
3	Продуктивність паливopідкачуального насоса, м ³ /год	$W_{nn} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_n}$	7,22
	Коефіцієнт запаса подачі палива	$K_3 = 1,5 \dots 2,0$	2,00
4	Потужність привода паливopідкачуального насоса, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{nn} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{nn}}$	1,86
	Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,50
	Коефіцієнт запаса потужності	$K_4 = 1,1 \dots 1,5$	1,30
	ККД поршневих паливopідкачувальних насосів	$\eta = 0,6 \dots 0,7$	0,70
5	Площа поверхонь фільтруючих елементів, м ²	$F_{\phi} = \frac{W_{nn}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{\phi n}}$	0,17
	Швидкість фільтрації, м/с	$v_m = 0,02 \dots 0,05$	0,04
	Коефіцієнт живого перетину	$K_{\phi n} = 0,2 \dots 0,3$	0,30
6	Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год	$W_{cen} = \frac{B_{дооб}}{\rho_n \cdot n \cdot \tau}$	4,33
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{дооб} = 24 \cdot g_e \cdot N_e$	73617,24
	Кількість сепараторів	$n = 1 \dots 4$	2
	Час роботи сепаратора, год	$\tau = 8 \dots 12$	10
7	Теплообмінна поверхня підігрівача палива в цистерні сепаратора, м ²	$F_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_3}$	13,32
	Теплоємність палива, кДж/кг·К	C_m	1,90
	Температура палива, що поступає в сепаратора, °С	t_2	80,00
	Температура, при якій зберігається паливо, °С	t_1	40,00
	Коефіцієнт теплопередачі	k	500,00
	Коефіцієнт, що враховує забруднення підігрівача	η_3	0,70
	Середня різниця температур між насиченою парою і паливом, °С	$\Delta t = t_3 - \frac{t_2 + t_1}{2}$	60,00
	Температура насиченої пари, що поступає в підігрівач, °С	t_3	120,00
8	Потужність електричних підігрівачів, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{860 \cdot \eta_3}$	464,69
9	Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1 \dots 1,5 \cdot d_r$	53,20
		приймаємо	54,00

10	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 \cdot g_{y \max}^{0,303}$ при $g_{\text{ц}} < 10 \text{ г}$	
		приймаємо	38,00
		$d_r = 35 + 0,04 \cdot (g_{y \max} - 10)$	36,91
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{y \max} = 1,25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	57,73
	Кількість циліндрів	i	9,00
	Частота обертання, об/хв	n	123,00
	Коефіцієнт тактності	z	1,00
11	Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм	2 при $d_r < 10 \text{ мм}$ 2,5-2,6 при $d_r = 11 \dots 14 \text{ мм}$ 3 при $d_r = 15 \dots 20 \text{ мм}$ $3 + 0,218(d_r - 20)$ при $d_r > 20 \text{ мм}$	6,92
		приймаємо	7,00
12	Діаметр одного соплового отвору, мм	0,25 при $D < 100 \text{ мм}$ 0,3 при $D = 105 \dots 200 \text{ мм}$ 0,35 при $D = 205 \dots 250 \text{ мм}$ 0,4 $+ 0,0012(D - 250)$ при $D > 250 \text{ мм}$	0,82
		приймаємо	0,90
	Діаметр циліндра, мм	D	600,00
13	Кількість соплових отворів	$i_c = 4 \dots 8$	4,00
14	Довжина соплового отвору, мм	$l_c = (3 \dots 4) \cdot d_c$	3,60

4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Заходи з охорони праці

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТУ 12.0.003 – 83.

Пари палива та мастила. Пари палива та мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів.

За ДСТУ 12.1.005 – 88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й мастила.

По БудНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м^3 .

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека. Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

Електробезпечність. Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.

					ПФ НУК.142.44.21.35.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		47

2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.

3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Освітлення. Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;
- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

Вентиляція. У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (CO; SO₂; CH). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції [8].

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення.

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм БудНіП .

Вентиляції, що застосовуються в машинному відділенні: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і

жалюзі, установлені на кожухах димарів. Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

1. Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.

2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.

3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

Шум. Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху.

Вібрація. Вібрація виникає через динамічну невірноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища.

4.2 Охорона навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища – це система законодавчих актів, що забезпечує нормальне функціонування біосфери при впливі на неї природних або антропогенних факторів [9].

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень.

Запобігання впливу таких шкідливих виробничих факторів як газ, пара, пил, надлишкова температура і вологість і створення здорового повітряного

простору є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з вирішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру і з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони впливають на організм людини.

Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації дизеля

У процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу вихлопні гази.

Розглянемо характер впливу компонентів, що містяться в ВГ двигунів на організм людини. За цією ознакою вони поділяються гігієністами на 6 груп.

У першу групу входять речовини, що не роблять безпосереднього шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

До другої групи відноситься CO – окис вуглецю чи чадний газ – безбарвний газ, без запаху і смаку, легше повітря (щільність складає 0,97 стосовно повітря). Практично нерозчинний у воді. Горючий (утворює з повітрям вибухові суміші). Потрапляючи в легені людини, а відтіля в кров, витісняє з крові кисень, оскільки має в 200 разів більшу, ніж кисень, розчинність у ній (зниження змісту кисню в крові приводить до удушья). Шкідливий вплив окису вуглецю на організм людини пояснюють також тим, що червоні кров'яні тільца – еритроцити, захоплюють CO і втрачають здатність брати участь у газообміні організму. У результаті в людини настає кисневе голодування, зв'язаний з ним розлад центральної нервової системи, а у важких випадках смерть. При невеликих концентраціях у повітрі приведе до запаморочення і нудоти. Оскільки оксид вуглецю практично має ту ж

					ПФ НУК.142.44.21.35.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		50

щільність, що і повітря (28 проти 28,7), то самостійно випаровується з приміщень дуже погано.

Вплив окису вуглецю залежить від його концентрації в атмосфері. До 0,0016 % по обсязі концентрація нешкідлива, при 0,01 – хронічне отруєння при тривалому перебуванні, 0,05 – легке отруєння через 1 годину, 1,0 % – утрата свідомості після декількох вдихів і смерть, якщо людини не винести з повітряного обсягу з такою концентрацією окису вуглецю і не надати йому необхідну допомогу.

У *третю групу* входять окисли азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (диоксид) азоту NO_2 . Оксид азоту NO – безбарвний газ, погано розчинний у воді, на повітрі окисляється до NO_2 . Диоксид азоту NO_2 – газ червонясто – бурого кольору з характерним різким запахом, важчий за повітря. При рівних кількостях окисли азоту значно токсичніші, ніж CO . Потрапляючи в організм людини і вступаючи в реакцію з водою, вони утворюють у дихальних шляхах азотну й азотисту кислоти і їхні з'єднання, що руйнують легеневу тканину, викликаючи хронічні захворювання, необоротні зміни в серечно – судинній системі. Вони також викликають захворювання слизоватих оболонок верхніх дихальних шляхів, хронічні бронхіти, нервові розлади. У з'єднанні з вуглеводнями утворюють токсичні *нитроолефіни*. Наслідки отруєння мають схований період, коли отруєний почуває себе добре, але потім важко занедужує.

У залежності від об'ємної концентрації в повітрі (у %) вплив NO_2 на людський організм наступне: 0,00001 – абсолютний поріг впливу; до 0,0003 – поріг сприйняття запаху; 0,0013 – поріг роздратування слизоватих; до 0,002 – утворення *метагемоглобіна*; 0,004 – 0,008 – набряк легень. Крім того, окисли азоту беруть участь у фотохімічних реакціях утворення смогу.

До *четвертої групи*, самої численної, відносяться різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенов, алкадиєнов, цикланов, а також ароматичних з'єднань, у тому числі

канцерогенів. Мають неприємний запах, викликають багато хронічних захворювань, роблять загально токсичний і дратівний вплив.

У *п'яту групу* входять альдегіди. Вони мають різкий запах (особливо – формальдегід). При визначених дозах викликають роздратування дихальних шляхів і слизоватих оболонок носа й око. Дія на організм людини характеризується дратівним і загально токсичним ефектом на центральну нервову систему, поразкою внутрішніх органів. У газах, що відробили, присутні в основному формальдегід і акролеїн.

У *шосту групу* виділяють сажу. Сажа являє собою дрібні частки вуглецю - від часток мікрона до десятків мікронів; самі дрібні (не більш 10 мкм) здатні по кілька діб витати в повітрі. Як всякий аерозоль, сажа забруднює повітря, погіршує видимість і може дратувати дихальні шляхи. Вуглець як хімічна речовина не представляє безпосередньої небезпеки для організму людини. Головна небезпека сажі полягає в тім, що вона є переносником канцерогенних речовин, причому бензпирен, адсорбований поверхнею сажі, діє на живі клітки сильніше, ніж у чистому виді. Бензпирен виявлений не тільки в сажі дизелів, але й у сажі бензинових двигунів, що містить у 200 разів більше цієї речовини. Однак самої сажі в газах дизелів, що відробили, міститься значно більше, ніж у газах бензинових двигунів.

4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів

Удосконалювання робочих процесів і сумішоутворення

Підвищують інтенсивність турбулентності суміші в камері згорання, збільшують тривалість і потужність електричного розряду, особливо при роботі на бідних сумішах. Це зменшує викид СО на багатих сумішах, але може збільшити викид NO_x при роботі на номінальних навантаженнях і на бідних сумішах.

					ПФ НУК.142.44.21.35.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		52

Поліпшують розпилювання палива на всіх режимах роботи, включаючи холостий хід, примусовий холостий хід, часткові і перехідні режими.

Поліпшують рівномірність надходження палива по циліндрах двигуна. Для цього застосовують багатоканальні карбюратори, системи упорскування палива в повітряний ресивер, впускні патрубки і безпосередньо в циліндри двигуна.

Зменшення кутів, що визначають момент запалення, зменшує викид NO_x , але погіршує економічність двигуна, а також сприяє росту викиду вуглеводнів і CO .

Рециркуляція ВГ

Невелику кількість ВГ (10 – 12 %) подають у впускний трубопровід після карбюратора на номінальному режимі роботи (по іншим даним до 20%). Це дозволяє знизити викиди NO_x приблизно вдвічі за рахунок зниження максимальної температури згоряння (по іншим даним на 40 – 50%). Зниження відбувається за рахунок зменшення швидкості протікання реакції згоряння внаслідок розведення пальної суміші нейтральними газами і зменшення маси свіжого заряду, що, відповідно, зменшує підведену теплоту згоряння палива. Одночасно трохи знижується потужність і зменшується економічність двигуна. Викид CO і CH у цьому випадку може небагато зростати через погіршення процесу згоряння. Вважають, що рециркуляція вигідніше на неномінальних режимах, хоча тут і так викиди NO_x невеликі. Рециркуляція ВГ більш ефективна для двигунів з камерою в поршні, чим для двигунів з розділеними камерами.

Паливо і присадки

Підвищення цетанового числа палива поліпшує процес згоряння, знижує період затримки запалення, зменшує динамічність циклу, жорсткість роботи машини. Викид NO_x при цьому знижується, але можуть зрости димність і викид вуглеводнів. Збільшення легких фракцій у паливі підвищує його випаровуваність, а виходить, поліпшує рівномірність розподілу палива по

об'ємі камери згоряння. Це знижує усі види викидів. Добавки до дизельного палива органічно – металевих присадок на основі барію, марганцю і тетраетілсвинця, дозволяють на великих навантаженнях у кілька разів понизити димність вихлопу і зміст у ньому альдегідів і бензоперенів. Димність дизеля з нерозділеною камерою згоряння зменшується на 40 – 90 %. На викид оксидів азоту присадки не впливають. Велика частина барію з'єднується із сіркою, що міститься в паливі, і попадає атмосферу у виді порівняно нешкідливого сульфиду барію. Запропоновано дві гіпотези дії присадок: відповідно до першого відбувається гальмування утворення часток сажі в процесі згоряння, відповідно до другого зниження димності пояснюється каталітичною дією присадок при окислюванні часток сажі в процесі дифузійного згоряння, розширення і випуску.

Застосування бензинів з малим змістом тетраетілсвинця дозволяє впливати на викид сполук свинцю, а також підвищити в кілька разів термін служби каталітичних нейтралізаторів.

Переведення двигуна на газоподібне паливо дозволяє знизити викид NO_x приблизно в два рази, а також трохи знижує викид CO . Це зв'язано з тим, що при роботі на газі можливо ефективне використання більш бідних сумішей, що згоряють при знижених температурах, крім того, знижується нерівномірність складу суміші по циліндрах двигуна.

Нейтралізація ВГ

Зниження рівня викиду токсичних речовин в ВГ можна досягти за рахунок нейтралізації газів, що відходять, у спеціальних пристроях – нейтралізаторах. Нейтралізатори встановлюються на виході газів з циліндрів двигунів і призначаються для перетворення токсичних речовин у нетоксичні чи для затримки (поглинання) токсичних речовин. Відповідно існують термічні, каталітичні і механічні нейтралізатори. У термічних і каталітичних нейтралізаторах відбуваються хімічні реакції, у результаті яких зменшується концентрація газових компонентів токсичних речовин [10].

4.4 Заходи щодо зниження рівня шуму і вібрації

Шум і вібрація, присутня на двигунах внутрішнього згорання впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшеній технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір малогучних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з яких провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15 – 20 Дб.

4.5 Висновок по розділу

В даному розділі визначені всі негативні та шкідливі фактори які можуть бути при експлуатації двигуна, а також надані нормативні документи, які регламентують допустимі параметри цих факторів, що дає можливість поліпшити умови праці на судні та попередити травматизм.

					ПФ НУК.142.44.21.35.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		55

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

Згідно з завданням було виконано проект 2 - тактного дизельного двигуна типу 9ДКРН60/202,2 потужністю 17222 кВт при 123 об/хв. колінчатого валу.

В проекті виконані розрахунки робочого циклу ДВЗ, теплового балансу, динамічних навантажень, а також побудова побудова теоретичної індикаторної діаграми. Частина отриманих при моделюванні параметрів використовується у подальших розрахунках.

В спеціальній частині роботи проводиться конструктивний розрахунок паливної системи двигуна.

В проекті наведені заходи щодо забезпечення охорони праці та захисту навколишнього середовища.

					ПФ НУК.142.44.21.35.ПЗ	Лист
						56
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Возницкий И.В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 1. СПб.: Моркнига, 2007. – 284 с.
2. Возницкий И.В., Пунда А.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2. СПб.: Моркнига, 2008. – 470 с.
3. Горбов В.М., Шаповалов Ю.А., Ратушняк И.А. Главные двигатели современных транспортных судов: Учебное пособие. – Николаев: УГМТУ, 1999. – 74 с.
4. Woodyard D. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, 2004. – 914 p.
5. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов / 2-е изд. – М.: Легион-Автодата, 2005. – 344 с.
6. Возницкий И.В. Практика использования морских топлив на судах. Санкт-Петербург: изд. ГМА им. адм. С. О. Макарова. 2005. – 123 с.
7. Фомин Ю.А., Горбань А.И. Судовые двигатели внутреннего сгорания. – Л.: Судостроение, 1989. – 343 с.
8. Кахте И.О., Ковтур Р.И., Новиков Г.Н. Охрана труда на морском транспорте. – М.: Транспорт, 1975. – 263 с.
9. Юдицкий Ф.П. Защита окружающей среды при эксплуатации судов. – Л.: Судостроение, 1978. – 85 с.
10. Нунупаров С.М. Предотвращение загрязнения моря с судов. – М.: Транспорт, 1985. – 288 с.